



19 BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENT- UND
MARKENAMT

12 **Offenlegungsschrift**
10 **DE 197 39 906 A 1**

51 Int. Cl.⁶:
H 02 P 17/00
B 60 K 17/06

21 Aktenzeichen: 197 39 906.1
22 Anmeldetag: 11. 9. 97
43 Offenlegungstag: 18. 3. 99

DE 197 39 906 A 1

71 Anmelder:
Tenberge, Peter, Prof. Dr.-Ing., 09123 Chemnitz, DE

72 Erfinder:
gleich Anmelder

56 Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht
zu ziehende Druckschriften:

DE-PS 8 17 322
DE 196 06 771 A1
DE 38 38 767 A1
DE 30 25 756 A1
FR 22 87 801 A1
FR 5 03 925
EP 07 25 474 A1

JP Patents Abstracts of Japan:
8-207601 A;
9-109705 A;
8-183347 A;
9- 58301 A,

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

54 Stufenloses Fahrzeuggetriebe

57 Die Erfindung betrifft ein stufenloses Fahrzeuggetriebe, bestehend aus einer Antriebswelle, einer Abtriebswelle, einem stufenlosen Stellgetriebe, einem mechanischen Überlagerungsgetriebe und einem Schaltgetriebe, bei dem das stufenlose Stellgetriebe ein elektrisches Getriebe mit zwei E-Maschinen ist. Die erste E-Maschine steht mit der Antriebswelle und einer Welle des Überlagerungsgetriebes in Verbindung, die zweite E-Maschine mit einer anderen Welle des Überlagerungsgetriebes. Zwei weitere Wellen des Überlagerungsgetriebes treiben als Koppelwellen in ein Schaltgetriebe. In einem verbrennungsmotorisch elektrisch-mechanisch leistungsverzweigten und wahlweise hybriden Fahrmodus mit und ohne Bremsenergienutzung lassen sich bis zu 4 Fahrbereiche stufenlos nacheinander schalten. In einem rein elektrischen Fahrmodus kann die Antriebswelle vom Verbrennungsmotor abgekoppelt werden. Anfahren ist leistungsverzweigt mit einer geared-neutral Regelung oder über ein schlupfendes Anfaherelement möglich. Rückwärtsfahren und Rangieren ist leistungsverzweigt oder rein elektrisch möglich. Das elektrische Stellgetriebe ist als Baugruppe in ein einteiliges Getriebegehäuse montierbar und bildet mit den mechanischen Baugruppen eine Funktionseinheit.

DE 197 39 906 A 1

Beschreibung

Die Erfindung betrifft ein stufenloses Fahrzeuggetriebe, bestehend aus einer Antriebswelle, einer Abtriebswelle, einem stufenlosen Stellgetriebe und einem mechanischen Überlagerungsgetriebe und einem Schaltgetriebe, bei dem das stufenlose Stellgetriebe ein elektrisches Getriebe mit zwei E-Maschinen ist.

Stufenlose Getriebe verbessern den Antriebsstrang von Fahrzeugen hinsichtlich Kraftstoffverbrauch, erreichbarer Fahrdynamik und Komfort, wenn sie in einem großen Übersetzungsbereich hohe Vollast- und Teillastwirkungsgrade erreichen und wenn sich die gewünschten Übersetzungen schnell, genau und ruckfrei einstellen lassen.

Bekannte mechanische stufenlose Getriebe – Umschlingungs- und Reibradgetriebe – weisen bei guten Wirkungsgraden nur eingeschränkte Übersetzungsbereiche von $i_{\max}/i_{\min} < 6$ auf. Diese Übersetzungsbereiche liegen zwar über denen von Stufengetrieben, reichen aber für die Nutzung der Bestverbrauchs Betriebspunkte des Motors im stationären Fahrbetrieb nicht aus. Da mit diesen Getrieben ein Drehrichtungswechsel im Übersetzungsbereich nicht möglich ist, erfordert ihr Einsatz in Fahrzeugen einen zusätzlichen Rückwärtsgang. Umschlingungsgetriebe sind darüber hinaus relativ laut, zeigen ein träges Regelverhalten und benötigen ein Anpreßsystem mit für Fahrzeuggetriebe hohen Drücken von bis zu 40 bar.

Voll reversierbare bekannte elektrische oder hydraulische Getriebe haben eine zu geringe Leistungsdichte oder einen zu niedrigen Wirkungsgrad, so daß sie sich nur in Kombination mit anderen Antriebssystemen für einen Fahrzeugeinsatz eignen.

Aus der P 38 38 767.0 ist ein stufenloses Getriebe bekannt, das eine Antriebswelle, eine Abtriebswelle, ein stufenloses Stellgetriebe sowie ein mechanisches Überlagerungsgetriebe und ein Schaltgetriebe aufweist. Das Stellgetriebe ist hier ein hydrostatisches Getriebe mit 2 hydrostatischen Verdrängermaschinen. Eine Verdrängermaschine ist mit der Antriebswelle verbunden, die zweite mit einer ersten Welle eines 4-welligen Überlagerungsgetriebes. Eine zweite Welle des Überlagerungsgetriebes ist mit der Abtriebswelle verbunden. Die beiden übrigen Wellen des Überlagerungsgetriebes werden als Koppelwellen bezeichnet. Ihre Übersetzungen zur Antriebswelle verändern sich gegenläufig bei Veränderung der Übersetzung des Stellgetriebes. In mehreren Fahrbereichen treiben die beiden Koppelwellen abwechselnd über ein Schaltgetriebe die Abtriebswelle.

Durch die Reduzierung des unendlich großen Stellbereiches des Stellgetriebes auf relativ kleine Stellbereiche der Koppelwellen läßt sich der Anteil der Leistung, der über das Stellgetriebe fließt, auf einen Bruchteil der Antriebsleistung reduzieren. Dadurch erreicht das Getriebe insgesamt hohe Wirkungsgrade. Durch die mehrfache Nutzung der zwei Koppelwellen mit gegenläufigem Stellverhalten in mehreren Fahrbereichen wird der Gesamtstellbereich des Getriebes wieder auf das erforderliche Maß vergrößert.

Nachteilig bei diesem Getriebe ist, daß das hydrostatische Stellgetriebe einen relativ schlechten Teillastwirkungsgrad aufweist und bei Vollast relativ laut ist. Weiterhin ist nachteilig, daß dieses Getriebe einen hohen mechanischen Aufwand an Zahnradern und Kupplungen im Überlagerungs- und Schaltgetriebe aufweist. Dazu kommen noch Zahnradstufen zur Anbindung der Maschinen des hydrostatischen Stellgetriebes an andere Getriebewellen. Das Stellgetriebe dieses stufenlosen Getriebes realisiert nur Stellübersetzungen zwischen der zweiten und der ersten hydrostatischen Maschine von $-1 < n_{H2}/n_{H1} < 1$. Damit ist in einem Fahrzeugeinsatz keine optimale Auslegung der Fahrbereiche möglich, denn dies führt zu unnötig vielen Fahrbereichen bei erhöhtem Bau- und Schaltaufwand.

Als Schaltelemente sind in diesem Getriebe Zahnkupplungen vorgesehen, mit denen nur exakt bei Synchronlauf der Kupplungshälften geschaltet werden kann. Dies ist zwar prinzipiell möglich, erfordert jedoch eine erhöhten Regelungsaufwand und vermindert in kritischen Fahrsituationen den Schaltkomfort.

Auch Hybridantriebe für Fahrzeuge sind Antriebskonzepte mit mindestens 2 Antriebseinheiten, die hier jedoch von verschiedenen Energieträgern versorgt werden. Bekannt sind serielle und parallele Hybridantriebe mit einem verbrennungsmotorischen und einem elektrischen Antrieb.

Serielle Hybridantriebe wandeln im verbrennungsmotorischen Betrieb die chemische Energie des Kraftstoffs zuerst im Verbrennungsmotor in mechanische Energie, dann im E-Generator in elektrische Energie und zuletzt im E-Motor wieder in mechanische Energie. Diese Vielzahl an Energiewandlungen geht zu Lasten des Gesamtwirkungsgrades. Außerdem müssen die elektrischen Maschinen für die gesamte Fahrzeugleistung ausgelegt sein.

Parallele Hybridantriebe haben einen konventionelle verbrennungsmotorischen Antriebsstrang, bestehend aus Tank, Verbrennungsmotor, möglichst stufenlosem Fahrgetriebe mit weiter Spreizung und Endantrieb zu den Achsen. Parallel dazu gibt es einen elektrischen Zweig, bestehend aus Batterie, E-Maschine (als Generator oder Motor betreibbar) und einem Verbindungsgetriebe zum Fahrgetriebe. Der elektrische Zweig wird nur für eine geringe, z. B. im Stadtverkehr nötige Leistung dimensioniert. Dadurch baut der elektrische Zweig klein im Vergleich zum seriellen Hybrid. Dem gegenüber steht ein erhöhter Aufwand bzgl. Fahrgetriebe und Verbindungsgetriebe.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, ein stufenloses Getriebe der eingangs beschriebenen Art zu schaffen, bei dem die Nachteile bekannter hydrostatisch-leistungsverzweigter Getriebe wie niedriger Teillastwirkungsgrad, hohes Vollastgeräusch sowie hoher mechanischer Aufwand für viele Fahrbereiche vermieden werden. Darüber hinaus soll das neue stufenlose Getriebe Vorteile für den Einsatz in Hybridantrieben bieten, und zwar in der Art, daß die elektrischen Maschinen des Hybridantriebes auch für eine stufenlose Übersetzungsverstellung im Fahrgetriebe genutzt werden.

Erfindungsgemäß wird diese Aufgabe nach dem kennzeichnenden Teil des Anspruchs 1 dadurch gelöst, daß das stufenlose Stellgetriebe ein elektrisches Getriebe mit zwei E-Maschinen ist. Ein elektrisches Stellgetriebe läuft im Vergleich zu hydrostatischen Getrieben sehr leise. Es läßt sich schnell, genau und in einem größeren als den o.a. Übersetzungsbereich des hydrostatischen Getriebes regeln. Bestimmte Maschinentypen und auf Teillastbetrieb abgestimmte Regelungen bewirken einen hohen Teillastwirkungsgrad. Darüber hinaus läßt sich das elektrische Stellgetriebe auch zur Übertragung der in einer Batterie gespeicherten Energie in den Antriebsstrang sowie zur Speicherung von Bremsenergie in einer Batterie nutzen.

In weiterer Ausgestaltung der Erfindung soll eine erste E-Maschine mit der Antriebswelle und die zweite E-Maschine mit einer anderen Welle des Überlagerungsgetriebes und/oder des Schaltgetriebes verbindbar sein. Von den vielen Mög-

lichkeiten der Leistungsverzweigung in Stellkoppelgetrieben führt diese Anbindung der E-Maschinen zu besonders kleinen Eckleistungen der Maschinen im Verhältnis zur Antriebseckleistung.

Um in diesem stufenlosen Getriebe zwei Koppelwellen zu erhalten, mit denen abwechselnd mehrere Fahrbereiche hintereinander durchfahren werden können, soll das Überlagerungsgetriebe nach Anspruch 3 ein vierwelliges Umlaufgetriebe sein, von dem eine Welle mit der Antriebswelle und der ersten E-Maschine des Stellgetriebes verbindbar ist, von dem eine zweite Welle mit der zweiten E-Maschine des Stellgetriebes verbindbar ist, und von dem die beiden übrigen Wellen als Koppelwellen direkt oder über das Schaltgetriebe mit der Abtriebswelle verbindbar sind.

Im Überlagerungsgetriebe soll die Leistung über möglichst wenig Zahneingriffe bei geringen Gleitwälzleistungsanteilen fließen. Außerdem sollen sich die Übersetzungen der Koppelwellen zum Antrieb bei Änderung der Stellübersetzung gegenläufig verändern, denn nur dann lassen sich bei den Fahrbereichswechseln Synchronschaltungen ohne Zugkraftunterbrechung realisieren. Deshalb hat das Überlagerungsgetriebe nach Anspruch 4 zwei Umlaufgetriebestufen mit je einem Sonnenrad, einem Steg und einem Hohlrad, wobei die beiden Sonnenräder miteinander und mit der zweiten E-Maschine verbunden sind, wobei die Antriebswelle mit dem Steg der einen Stufe und gleichzeitig mit dem Hohlrad der anderen Stufe verbindbar ist und wobei die beiden übrigen Wellen die Koppelwellen bilden. Vorzugsweise haben die beiden Sonnenräder nach Anspruch 5 identische Verzahnungsgeometrien.

Nach Anspruch 6 sind die beiden Koppelwellen alternativ oder gemeinsam über das Schaltgetriebe oder direkt mit der Abtriebswelle verbindbar. In den Fahrbereichen treibt jeweils nur eine Koppelwelle den Abtrieb. Bei den Fahrbereichswechseln wird zuerst die andere Koppelwelle bei Synchronlauf in dem zu schließenden Schaltelement zugeschaltet. Danach wird die Verbindung der ersten Koppelwelle zum Abtrieb gelöst. Dadurch erfolgen die Fahrbereichswchsel ohne Zugkraftunterbrechung.

Um vier Fahrbereiche zu realisieren, hat das Schaltgetriebe nach Anspruch 7 zwei Umlaufgetriebestufen mit je einem Sonnenrad, einem Steg und einem Hohlrad, wobei die beiden Stegwellen untereinander verbunden und mit der Abtriebswelle und mit beiden Koppelwellen verbindbar sind, wobei die beiden Sonnenräder je mit einer der beiden Koppelwellen verbindbar sind und wobei die beiden Hohlräder jeweils mit dem Getriebegehäuse verbindbar sind. Als einfachste Schaltelemente bieten sich für diese Schaltgetriebe 2 Bremsen zur Verbindung der Hohlräder mit dem Gehäuse und zwei Kupplungen zur Verbindung der Koppelwellen mit dem Abtrieb an.

Diese beiden Umlaufgetriebe des Schaltgetriebes haben nach Anspruch 8 identische Verzahnungsgeometrien. Dies spart Herstellungskosten.

Als Alternative dazu hat das Schaltgetriebe nach Anspruch 9 nur eine Umlaufgetriebestufe mit Sonnenrad, Steg und Hohlrad, wobei die beiden Koppelwellen mit der Sonnenradwelle und/oder der Stegwelle verbindbar sind, und von dem das Hohlrad mit dem Getriebegehäuse verbindbar ist. Diese Lösung erfordert weniger Zahnräder, dafür jedoch eine zusätzliche Zwischenwelle und ein weiteres Schaltelement, wenn hiermit auch 4 Fahrbereiche geschaltet werden sollen.

Für nur 3 Fahrbereiche benötigt man eine Bremse zur Verbindung des Hohlrades mit dem Gehäuse und zwei Kupplungen zur Verbindung der Koppelwellen mit dem Abtrieb. Ein Koppelwelle ist dann fest mit dem Sonnenrad der Umlaufgetriebestufe des Schaltgetriebes verbunden. Eine Zwischenwelle ist dann nicht erforderlich.

Nach Anspruch 10 weist das Schaltgetriebe nur reibschlüssige Schaltelemente auf. Diese sind bei den hier angestrebten Synchronschaltungen einfacher zu bedienen. Sie schalten sicher und komfortabel, auch wenn die Regelung den Synchronlauf im dynamischen Fahrbetrieb nicht exakt einstellen kann. Dies ist besonders wichtig bei den Fahrbereichswechseln bei hohen Gesamtübersetzungen, da diese besonders schnell ablaufen müssen.

Für einen vierten Fahrbereich kann auch eine Zahnkupplung eingesetzt werden, da der Bereichswchsel $3 \rightarrow 4 \rightarrow 3$ etwas länger als die anderen Bereichswchsel dauern darf. Deshalb kann nach Anspruch 11 das Schaltgetriebe formschlüssige oder reibschlüssige Schaltelemente aufweisen.

Die Betätigung der Schaltelemente erfolgt nach Anspruch 12 vorzugsweise durch regelbare Magnetventile. Damit lassen sich die jeweils zwei an den Fahrbereichswechseln beteiligten Schaltelemente und die Schaltelemente zwischen Antrieb und Motor und/oder Gehäuse in einer Überschneidungsschaltung feinfühlig steuern. Durch den Einsatz elektromechanischer oder elektromagnetischer Stellelemente kann eventuell auf eine Ölpumpe zur Versorgung hydraulischer Stellelemente verzichtet werden. Nach Anspruch 13 würde dies den Gesamtaufwand reduzieren und den Wirkungsgrad erhöhen.

Wenn zumindest die Schaltelemente für den ersten und zweiten Fahrbereich druck- und/oder stromlos geschlossen sind, ist nach Anspruch 14 eine feste, relativ hohe Übersetzung für einen Notfahrbetrieb bei Druck- und/oder Stromausfall fahrbar.

Ein Hybridantrieb soll auch einen rein elektrischen Antriebsmodus ermöglichen. Um den Verbrennungsmotor dann nicht mitschleppen zu müssen, soll nach Anspruch 15 die Antriebswelle über eine schaltbare Kupplung mit dem Verbrennungsmotor verbindbar sein. Ganz ohne diese Kupplung ist das Getriebe auch für reine E-Fahrzeuge, z. B. beim Einsatz von Brennstoffzellen geeignet.

Bei stehender Antriebswelle ergeben sich in diesem Getriebe sehr hohe Umlaufübersetzungen zwischen der zweiten E-Maschine und dem Abtrieb. In diesem Betriebszustand läßt sich das Fahrzeug rein elektrisch sehr feinfühlig vorwärts und rückwärts rangieren. Unter Vollast können dabei hohe Reaktionsmomente an der Antriebswelle erforderlich sein. Um dieses Reaktionsmoment an der Antriebswelle ohne Belastung der ersten E-Maschine abstützen zu können, soll nach Anspruch 16 die Antriebswelle z. B. über eine schaltbare Bremse mit dem Getriebegehäuse verbindbar sein.

Ein rein elektrischer Antrieb über eine oder beide E-Maschinen ist auch dann möglich, wenn nach Anspruch 17 eine der Koppelwellen mit dem Getriebegehäuse verbunden wird. Die Antriebswelle und die Abtriebswelle haben dann feste Übersetzungen zur zweiten E-Maschine. In diesem Schaltmodus können beide E-Maschinen im Drehmoment unabhängig voneinander das Fahrzeug antreiben.

Darüber hinaus läßt sich in einem Schaltmodus mit einer stehenden Koppelwelle über die zweite E-Maschine mit einem hohen Anlaßdrehmoment ein angeschlossener Verbrennungsmotor starten. Dies kann erforderlich sein, wenn bei kaltem Verbrennungsmotor das Drehmoment der direkt mit der Antriebswelle verbundenen ersten E-Maschine zum Starten des Verbrennungsmotors nicht ausreicht.

Für Fahrzeuggetriebe ist eine hohe Leistungsdichte und ein hoher Wirkungsgrad aller Komponenten erforderlich. Deshalb sollen nach Anspruch 18 die E-Maschinen des elektrischen Stellgetriebes permanenterrregte Synchronmaschinen sein.

Alternativ dazu sollen nach Anspruch 19 die E-Maschinen des elektrischen Stellgetriebes Asynchronmaschinen oder Reluktanzmaschinen sein. Dies kann wichtig sein, wenn die niedrigeren Kosten der Maschinentypen höher bewertet werden als die technischen Vorteile der permanent erregten Synchronmaschinen.

Nach Anspruch 20 weisen die E-Maschinen des elektrischen Stellgetriebes außen liegende Statoren und innen liegende Rotoren auf. Dies führt zu geringen bewegten trägen Massen der elektrischen Maschinen und damit zu einem besseren dynamischen Verhalten. Darüber hinaus sind die Stromzuführungen und eventuell die Kühlmittelführung zu außen liegenden Statoren einfacher zu realisieren.

Heutige Permanentmagnete haben nur bis zu einer bestimmten Grenztemperatur stabile Magnetfelder. Bei Überschreiten dieser Temperatur beginnen Entmagnetisierungsvorgänge. Um sicher unterhalb dieser Temperatur zu bleiben, sollen nach Anspruch 21 die Statoren der E-Maschinen innerhalb eines Flüssigkeitskühlers sitzen.

Nach Anspruch 22 wird der Kühler durch eine die Statoren der beiden E-Maschinen umfassende, außen mit einem Gewindegang versehene Hülse und das diese umgebende Außengehäuse sowie zwei axiale Abschlußstücke gebildet. Diese vier Teile bilden zusammen einen abgedichteten Flüssigkeitsraum. Außerdem spannen die beiden Abschlußstücke nach Anspruch 23 über mehrere Positionierhülsen die Statoren der beiden E-Maschinen axial ein. Radiale Verlängerungen an diesen Abschlußstücken bilden nach Anspruch 24 eine Trennwand und eine Frontwand, in denen Dichtringe sitzen, die das elektrische Stellgetriebe vom mechanischen Getriebeteil öldicht trennen. Darüber hinaus sitzen nach Anspruch 25 an diesen radialen Verlängerungen der Abschlußstücke die gehäusefesten Teile von Drehzahl- und Drehwinkelsensoren, deren Gegenteile mit den Rotoren verbunden sind. Schließlich weisen beiden Abschlußstücke örtlich radiale Aussparungen auf in denen Innenstecker (53) zur elektrischen Verbindung der E-Maschinen mit der Leistungssteuerung sitzen. Die Außenstecker als Gegenstücke zu den Innensteckern sitzen nach Anspruch 27 radial außen auf dem Außengehäuse und sind durch das Außengehäuse hindurch mit den Innensteckern verbindbar. So erhält man eine vormontierbare kompakte Konstruktion des Stellgetriebes, bei dem die elektrischen Anschlüsse durch die Abschlußstücke und das Getriebegehäuse und die Kühlanlüsse nur durch das Getriebegehäuse verlaufen.

Im elektrischen Getriebe wird in einer E-Maschine mechanische Leistung in elektrische Leistung gewandelt. Aus der Maschinendrehzahl ergibt sich über die Maschinenkonstruktion eine dyn. Spannung, aus der Maschinenlast ein dyn. Strom. Zur Stellung der Übersetzung wird die Spannung gewandelt. Zur nach Anspruch 28 vorgesehenen Ankopplung eines elektrischen Energiespeichers wie z. B. einer Batterie bietet sich nach Anspruch 29 die Transformation und Gleichrichtung der Spannung auf die Gleichspannung der Batterie in einem elektrischen Zwischenkreis an. Ausgehend von dieser Spannung kann jede E-Maschine über einen eigenen Regler als Motor oder als Generator betrieben werden. Aus der Leistungsbilanz der beiden E-Maschinen ergibt sich auch automatisch eine Ladung oder Entladung der Batterie. Nach Anspruch 29 weist deshalb die Leistungssteuerung des elektrischen Stellgetriebes einen regelbaren elektrischen Zwischenkreis, je einen Regler für die beiden E-Maschinen und eventuell einen Regler für den elektrischen Speicher auf.

Das stufenlose Getriebe soll eine kompakte Baueinheit darstellen. Dies gelingt insbesondere dann, wenn nach Anspruch 30 die E-Maschinen des Stellgetriebes koaxial zueinander angeordnet sind. Darüber hinaus können Zwischenge triebe zur Anbindung der E-Maschinen entfallen, wenn nach den Ansprüchen 31 und 32 mindestens eine der E-Maschinen des Stellgetriebes koaxial zur Antriebswelle und/oder koaxial zum Überlagerungsgetriebe angeordnet ist.

In bekannten Automatikgetrieben und mechanischen stufenlosen Getrieben gibt es Ölpumpen, die meist direkt von der Antriebswelle des Getriebes angetrieben werden. Da die Pumpen bereits bei Motorleerlauf einen ausreichenden Volumenstrom für die Schmierung, zum schnellen Schalten der Kupplungen und Bremsen, sowie zum schnellen Verstellen der Stellorgane aufbringen müssen, fördern sie bei höheren Drehzahlen zuviel Öl. Dies wird dann über ein Druckbegrenzungsventil unter hohen Verlusten in den Tank gefördert. Um diesen Nachteil zu umgehen, hat das Getriebe nach Anspruch 33 eine elektrisch angetriebene Ölpumpe, die nur die tatsächlich benötigte Menge fördert.

Für eine einfache Montage mit exakter Ausrichtung der Baugruppen zueinander weist nach Anspruch 34 das Getriebe ein einteiliges Außengehäuse auf. Nach Anspruch 24 wird innerhalb dieses Außengehäuses das elektrische Stellgetriebe durch zwei Gehäusewände vom mechanischen Getriebeteil öldicht getrennt. Außerdem weist nach Anspruch 35 das Getriebe eine Frontwand auf in der eine konzentrische Steleinheit für das Schaltelement zwischen Antriebswelle und Verbrennungsmotor sitzt. So ergibt sich insgesamt eine sehr kompakte, einfach montierbare Getriebekonstruktion, bei sicherer Trennung der nassen und trockenen Baugruppen.

Zum sicheren Abstellen des Fahrzeuges greift eine Parksperr nach Anspruch 36 vom Gehäuse auf einem großen Radius in den mit der Abtriebswelle verbundenen Steg ein. Dadurch bleibt die Belastung der Parksperr klein. Fast an der gleichen Stelle sitzt nach Anspruch 37 auf großem Radius der Geschwindigkeitssensor.

Die Erfindung ist nicht nur auf die Merkmale ihrer Ansprüche beschränkt. Denkbar und vorgesehen sind auch Kombinationsmöglichkeiten einzelner Anspruchsmerkmale und Kombinationsmöglichkeiten einzelner Anspruchsmerkmale mit dem in den Vorteilsangaben und zu den Ausgestaltungsbeispielen Offenbart.

Einige bevorzugte Ausführungsbeispiele der Erfindung sind in den Fig. 1 bis 11 dargestellt und in ihrer Funktionsweise erläutert. Dabei zeigt:

Fig. 1 das Schema eines erfindungsgemäßen Getriebes mit 3 Fahrbereichen für einen Standardantrieb mit Motor vom längs und Hinterachsantrieb,

Fig. 2 einen Achsschnitt durch eine Konstruktion eines erfindungsgemäßen Getriebes nach Fig. 1 für ein Mittelklassefahrzeug mit 66 kW Antriebsmotor,

Fig. 3 einen Stirnschnitt durch das elektrische Stellgetriebe einer Konstruktion eines erfindungsgemäßen Getriebes nach Fig. 1,

Fig. 4 den Verlauf der Stellübersetzung n_{E2}/n_{E1} über der auf den Antrieb bezogenen Abtriebsdrehzahl (Abtriebsübersetzung) für das Getriebe nach Fig. 1,

Fig. 5 die Verläufe des max. Abtriebsdrehmomentes, des max. Abtriebsdrehmomentes bei leistungsverzweigtem gea-

red-neutral-Betrieb sowie das max. übertragbare Antriebsdrehmoment über der Abtriebsübersetzung,

Fig. 6 das Drehmomentsverhältnis T_{E2}/T_{ab} über der Abtriebsübersetzung,

Fig. 7 die auf das max. Antriebsdrehmoment bezogenen Belastungen der beiden E-Maschinen über der Abtriebsübersetzung,

Fig. 8 den Stelleleistungsanteil über der Abtriebsübersetzung,

Fig. 9 das Schema eines erfindungsgemäßen Getriebes mit 3 Fahrbereichen für einen Antrieb mit Motor vorn quer und Vorderachsantrieb,

Fig. 10 das Schema eines erfindungsgemäßen Getriebes mit 4 Fahrbereichen für einen Standardantrieb mit Motor vorn längs und Hinterachsantrieb mit zwei Umlaufgetrieben im Schaltgetriebe,

Fig. 11 das Schema eines erfindungsgemäßen Getriebes mit 4 Fahrbereichen für einen Standardantrieb mit Motor vorn längs und Hinterachsantrieb mit nur einem Umlaufgetriebe im Schaltgetriebe.

Fig. 1 zeigt das Schema eines erfindungsgemäßen Getriebes mit 3 Fahrbereichen für einen Standardantrieb mit Motor vorn längs und Hinterachsantrieb. Das stufenlose Getriebe 1 hat eine Antriebswelle 2, eine Abtriebswelle 3, ein stufenloses Stellgetriebe 4, ein Überlagerungsgetriebe 5 und ein Schaltgetriebe 6. Das stufenlose Stellgetriebe 4 besteht aus der ersten E-Maschine 7 und der zweiten E-Maschine 8. Der Rotor der ersten E-Maschine 27 ist mit der Antriebswelle 2 verbunden, der Rotor der zweiten E-Maschine 28 mit den Sonnenrädern 9 und 12 der beiden Planetengetriebe des Überlagerungsgetriebes 5. Die Antriebswelle 2 ist fest mit dem Hohlrad 11 und dem Steg 13 dieser Planetengetriebe verbunden. Die Stegwelle 10 ist die langsame Koppelwelle, die Hohlradwelle 14 die schnelle Koppelwelle. Die schnelle Koppelwelle ist mit dem Sonnenrad 15 der Planetenradstufe des Schaltgetriebes 6 verbunden. Das Hohlrad 17 ist über die Bremse 21 mit dem Außengehäuse 38 verbindbar. Die Stegwelle 16 ist gleichzeitig Abtriebswelle 3. Über die Kupplung 23 bzw. die Kupplung 24 sind die langsame 10 bzw. die schnelle 14 Koppelwelle direkt mit der Stegwelle 16 = Abtriebswelle 3 verbindbar. Die Antriebswelle 2 ist über die Kupplung 25 mit der Kurbelwelle 52 eines Verbrennungsmotors verbindbar. Zum elektrischen Stellgetriebe 4 gehören neben den Rotoren 27, 28 die beiden Statoren 31, 32 sowie die Leistungssteuerung 36. Über ein Batterieladegerät/Batteriecontroller kann an die Leistungssteuerung eine Batterie 37 angeschlossen werden.

Fig. 2 zeigt im Achsschnitt eine konstruktive Ausführung dieses Getriebes für ein Mittelklassefahrzeug mit 66 kW Antriebsleistung und einem max. Motordrehmoment von 210 Nm. Im elektrischen Stellgetriebe erkennt man die Statorbleche 33 mit der Drehstromwicklung 34. Über mehrere Positionierhülsen sind die Statorbleche axial zwischen den beiden Abschlußstücken 39, 40 eingespannt. Der Kühler der beide Statoren umfassenden Flüssigkeitskühlung 35 wird durch eine Hülse 55, das Außengehäuse 38 und die beiden Abschlußstücke 39, 40 gebildet, die die Hülse im Gehäuse axial einspannen. In die Hülse ist außen ein Gewindegang als Flüssigkeitskanal geschnitten.

Radiale Verlängerungen an den Abschlußstücken bilden eine Trennwand und eine Frontwand. Das elektrische Stellgetriebe ist durch die Trennwand 39 vom Überlagerungsgetriebe 5 und durch die Frontwand 40 von der Kupplung 25 zum Verbrennungsmotor getrennt. Diese beiden Wände tragen Dichtungen, die das Stellgetriebe gegenüber der Umgebung abdichten, sowie die Drehzahl- und Drehwinkelsensoren. In der Frontwand sitzt außerdem die Kupplungsbetätigung für die Kupplung 25.

Die Abschlußstücke weisen örtlich radiale Aussparung auf in denen die Steckverbindungen für alle elektrischen Leitungen sitzen. Diese Verbindungen sind gegenüber der Kühlung abgedichtet.

In einer abtriebsseitigen Verdickung des Außengehäuses sitzt die Ölpumpe 42, die über ihren Sauganschluß Öl aus einer unter dem Außengehäuse liegenden Ölwanne saugt. Die Ölpumpe wird unabhängig von einer Getriebedrehzahl durch einen elektrischen Antriebsmotor 43 angetrieben. Von der Ölpumpe gelangt das Öl zu mehreren Magnetventilen 44, mit denen der Druck in den Schaltelementen geregelt werden kann. Über die Ölübertragung 46 gelangt das Öl von den Ventilen in den drehenden Steg 16 und von dort zu den Kupplungen 23, 24. Die Ölleitungen für die Bremse 22 und die Kupplungsbetätigung 41 verlaufen durch das Außengehäuse. Der Systemdruck wird durch das Druckbegrenzungsventil 45 eingestellt.

Wie in bekannten Automatikgetrieben verriegelt eine Parksperre 47 die Abtriebswelle im Parkmodus der Steuerung. Die Parksperre greift auf einem großen Radius an dem mit der Abtriebswelle verbundenen Steg an. Die Sperrklinke sitzt am Außengehäuse und ragt in die Ölwanne hinein.

Auf dem gleichen Steg sitzt ebenfalls auf großem Radius der Geschwindigkeitssensor.

Bei geschlossener Kupplung 25 zum Verbrennungsmotor läßt sich dieser über die erste E-Maschine anlassen. Dazu sind alle anderen Schaltelemente offen, um die momentanen Schleppverluste gering zu halten. Sollte z. B. im Winterbetrieb das Drehmoment der ersten E-Maschine zum Starten nicht ausreichen, kann zusätzlich die zweite E-Maschine zum Starten genutzt werden. Dazu wird z. B. über die Parksperre und die geschlossene Bremse 22 die schnelle Koppelwelle 14 blockiert und es entsteht eine hohe Umlaufübersetzung (ca. 3,5 in der hier dargestellten Ausführung) zwischen der zweiten E-Maschine und der Antriebswelle. In diesem Schaltzustand bringt allein die zweite E-Maschine ein Anlaßdrehmoment von über 250 Nm auf.

Fig. 3 zeigt einen Stirnschnitt durch das Getriebe, und zwar durch die erste E-Maschine. Die sechs Permanentmagnete 29 bilden 3 Polpaare. Sie sitzen in hinterschnittenen Nuten in den Rotoren und sind durch eine Bandage zusätzlich radial gesichert. Die Statorbleche haben in dieser Konstruktion 36 Nuten. Der Kühlkanal ist ein eingängiger Gewindegang, der in Richtung von der höher belasteten ersten E-Maschine zur zweiten E-Maschine hin durchströmt wird.

Fig. 4 verdeutlicht die Übersetzungsverhältnisse im Stellgetriebe für ein stufenloses Getriebe nach Fig. 1. Aufgetragen ist die Stellübersetzung n_{E2}/n_{E1} bzw. n_{E2}/n_{an} über der antriebsbezogenen Abtriebsdrehzahl (Abtriebsübersetzung). Die Verläufe gelten beispielhaft für eine Getriebeauslegung mit folgenden Standübersetzungen:

$$(n_9 - n_{10}) / (n_{11} - n_{10}) = -3,5, \quad (n_{12} - n_{13}) / (n_{14} - n_{13}) = -2,5, \quad (n_{15} - n_{16}) / (n_{17} - n_{16}) = -2,24.$$

Bei einer großen Stellgetriebeübersetzung von ca. $n_{E2}/n_{an} = 3,5$ im 1. Fahrbereich bleibt die schnelle Koppelwelle S stehen. Aus diesem Zustand heraus kann leistungsverzweigt vorwärts- und rückwärts angefahren werden. Für hohe Ab-

triebsdrehmomente bei kleinen Geschwindigkeiten ist im 1. Fahrbereich im Schaltgetriebe die Bremse 21 geschlossen. Die Kupplungen 23 und 24 sind beide geöffnet. Durch Verzögern der zweiten E-Maschine bis auf $n_{E2}/n_{an}=1$ und weiter über 0 bis auf $n_{E2}/n_{an}=-1$ wird die Abtriebswelle über die schnelle Koppelwelle und die Schaltgetriebeübersetzung beschleunigt. Da ein Fahrzeug vorzugsweise mit kleinen Antriebsdrehzahlen aus dem Stillstand angefahren wird, führt dieses Anfahrerdrehzahlverhältnis von $n_{E2}/n_{an}=3,5$ nicht zu einer Überdrehzahl an der zweiten E-Maschine.

Während mit fallender Drehzahl n_{E2} die schnelle Koppelwelle 14 schneller dreht, verzögert sich die langsame Koppelwelle 10. Die Übersetzung des Schaltgetriebes wird nun so gewählt, daß bei $n_{E2}=-n_{an}$ die Drehzahl der langsamen Koppelwelle der Abtriebsdrehzahl entspricht bzw. der Drehzahl der schnellen Koppelwelle, dividiert durch die Schaltgetriebeübersetzung.

Bei dieser Stellgetriebeübersetzung wird nun zuerst die Kupplung 23 zusätzlich zur Bremse 21 geschlossen. Durch eine angepaßte Schlupfregelung übernimmt Kupplung 23 die Last. Nach der Lastübernahme wird Bremse 21 geöffnet. Der Fahrbereichswechsel erfolgt also ohne Zugkraftunterbrechung bei annähernd Synchronlauf in den zu schaltenden Kupplungen oder Bremsen.

Zur weiteren Erhöhung von n_{ab}/n_{an} im zweiten Fahrbereich wird die zweite E-Maschine wieder gegenüber der Antriebsdrehzahl beschleunigt. Dadurch steigt die Drehzahl der langsamen Koppelwelle und die der schnellen Koppelwelle fällt. Bei $n_{E2}=n_{an}$ haben beide Koppelwellen die gleiche Drehzahl.

Bei dieser Stellgetriebeübersetzung wird nun zuerst die Kupplung 24 zusätzlich zur Kupplung 23 geschlossen. Durch eine wieder angepaßte Schlupfregelung übernimmt jetzt Kupplung 24 die Last. Nach der Lastübernahme wird Kupplung 23 geöffnet. Auch dieser Fahrbereichswechsel erfolgt ohne Zugkraftunterbrechung bei annähernd Synchronlauf in den zu schaltenden Kupplungen.

Im 3. Fahrbereich treibt wieder die schnelle Koppelwelle 14 den Abtrieb 3. Zur Erhöhung n_{ab}/n_{an} wird n_{E2}/n_{an} von 1 über 0 bis -1 und darüber hinaus bis -2,3 verstellt. Da diese hohen Abtriebsdrehzahlverhältnisse nur bei kleinen Antriebsdrehzahlen im stationären Fahrbetrieb zur Ausnutzung der geringsten spez. Kraftstoffverbräuche des Motor gefahren werden, steigt die Drehzahl n_{E2} absolut nicht über die max. Antriebsdrehzahl an.

Die Drehmoment- und Leistungsverhältnisse lassen sich am besten bei einer verlustlosen Betrachtungsweise erläutern. Die Fig. 5 bis 8 zeigen die Drehmomentbelastungen und Leistungsflüsse im Stellgetriebe sowie an An- und Abtrieb für ein stufenloses Getriebe nach den Fig. 1 und 2. Aufgetragen sind die maximalen Drehmomente an Antrieb und Abtrieb für dieses Fahrzeug, das auf das Abtriebsdrehmoment bezogene Drehmoment der zweiten E-Maschine, die auf das max. Antriebsdrehmoment bezogenen Drehmomente beider E-Maschinen und die antriebsbezogene Stelleistung P_{E2} (positiv von $E2 \rightarrow E1$) über der Abtriebsübersetzung. Die Verläufe gelten wieder für die o.a. beispielhafte Getriebeauslegung.

Das Abtriebsdrehmoment ist nach Fig. 5 bei kleinen Abtriebsdrehzahlen durch die Haftgrenze zwischen Reifen und Fahrbahn auf 680 Nm begrenzt. In diesem Bereich steigt das übertragbare Antriebsmoment linear von 0 bis auf das max. Motordrehmoment von 210 Nm an. Diese Tatsache ist besonders für die Getriebebelastung beim Anfahren mit Leistungsverzweigung wichtig.

Die auf das Abtriebsdrehmoment bezogene Belastung der zweiten E-Maschine hängt nach Fig. 6 nur von den Standübersetzungen der in den einzelnen Fahrbereichen belasteten Planetengetriebestufen ab und ist in den Fahrbereichen konstant.

Die Fig. 7 und 8 beschreiben die Belastungen des Stellgetriebes in den einzelnen Fahrbereichen. Zu Beginn des 2. Fahrbereiches, wenn die langsame Koppelwelle 10 direkt den Abtrieb 3 treibt, beträgt das Drehmoment der zweiten E-Maschine -40% des Motordrehmomentes und es fließen 40% der Antriebsleistung bei $E2$ in des Stellgetriebe hinein. Dieser Leistungsanteil fließt an der ersten E-Maschine aus dem Stellgetriebe heraus und addiert sich zu den 100% der Antriebsleistung, die vom Verbrennungsmotor über die Kupplung 25 zur Antriebswelle 2 fließen. Über die Antriebswelle 2 fließen dann 140% der Motorleistung ohne Übertragungsverluste nur über eine durchgehende Welle zum Hohlrad 11. In der Planetenradstufe mit Sonnenrad 9, Steg 10 und Hohlrad 11 teilt sich diese Leistung wieder auf in 100%, die über die langsame Koppelwelle 10 zum Abtrieb fließen und die 40%, die über das Sonnenrad 9 zur zweiten E-Maschine fließen. In diesem Betriebszustand fließt also die Leistung im elektrischen Stellgetriebe von der zweiten zur ersten E-Maschine und damit zum Antrieb zurück. Betragsmäßig liegt dieser Leistungsanteil jedoch weit unter der Antriebsleistung. Trotz des relativ niedrigen Wirkungsgrades des Stellgetriebes und trotz der rückfließenden Leistungsverzweigung, ergibt sich ein hoher Gesamtwirkungsgrad, weil der restliche Leistungsanteil fast verlustlos nur über eine Welle und einen einzigen Zahneingriff eines Planetengetriebes übertragen wird. Geht man von einem Wirkungsgrad von 85% im Stellgetriebe und einem von 98% im mechanische Teil aus, so ergibt sich aus dieser Überlagerung trotz weiterer Verluste für Schmierung, Druckölversorgung, etc. ein Gesamtwirkungsgrad von über 90%.

Bei $n_{E2}=0$ im 2. Fahrbereich bleibt die zweite E-Maschine stehen. Die Leistung im Stellgetriebe und das Drehmoment an der ersten E-Maschine verschwinden. Die zweite E-Maschine muß noch das Drehmoment am Sonnenrad 9 abstützen, das jetzt ca. 28,6% des Antriebsdrehmomentes entspricht. Die erste E-Maschine ist momentan lastfrei. Unter den o.a. Annahmen und unter Berücksichtigung der übrigen Verluste steigt der Gesamtwirkungsgrad auf 95% und mehr.

Bei $n_{E2}=n_{an}$ im 2. Fahrbereich beträgt die Drehmomentbelastung der zweiten E-Maschine nur noch 22% des Motordrehmomentes und der Leistungsfluß im Stellgetriebe hat sich umgekehrt. Nun teilt sich die Motorleistung (100%) auf der Antriebswelle auf in 22%, die an der ersten E-Maschine ins Stellgetriebe fließen, und 78%, die über die Antriebswelle zum Hohlrad 11 fließen. Im Planetengetriebe addieren sich die 78% wieder mit den 22% aus dem Stellgetriebe, die über das Sonnenrad 9 ins Planetengetriebe kommen, zu 100% Abtriebsleistung. Der Gesamtwirkungsgrad beträgt bei dieser idealen Leistungsverzweigung über 93%.

Bei der Schaltung zum 3. Fahrbereich übernimmt die Kupplung 24 die Last von Kupplung 23. Dabei werden die beiden Sonnenräder 9 und 12 zuerst so gegeneinander verspannt, daß das Stellgetriebe vollständig entlastet wird. Wenn Kupplung 24 die Last übernommen hat, hat sich die Belastung in der zweiten E-Maschine umgekehrt und beträgt nun +40% des Motormomentes. Mit dem Drehmoment an dieser Maschine hat sich auch der Leistungsfluß im Stellgetriebe umgekehrt, so daß jetzt wieder eine rückfließende Leistungsverzweigung vorliegt. Bei $n_{E2}=0$ verschwinden wieder die

Stelleistung sowie die Belastung der ersten E-Maschine und bei großen Abtriebsübersetzungen liegt wieder ideale Leistungsverzweigung vor. Hier kann das Stellgetriebe bis zu $n_{E2}/n_{an} = -2,38$ geregelt werden, bis bei idealer Leistungsverzweigung der Stelleleistungsanteil wieder 40% beträgt. Dabei sinkt die Drehmomentbelastung an der zweiten E-Maschine auf unter 20% des Motordrehmomentes, die an der ersten E-Maschine steigt auf 40%.

Auch beim Wechsel vom 2. in den 1. Fahrbereich dreht sich der Leistungsfluß im Stellgetriebe um. Das kleinste Abtriebsdrehzahlverhältnis, das bei voller Motorleistung realisiert werden kann, beträgt bei dieser Auslegung $n_{ab}/n_{an} = 0,31$, was einer Anfahrübersetzung von 3,24 entspricht. Bei kleineren Abtriebsübersetzungen steigen die Stelleistung und die Drehmomentbelastung der zweiten E-Maschine im Verhältnis zur Motorleistung und zum max. Motordrehmoment. Doch selbst bei einer Vollastbeschleunigung mit dem beispielhaften Fahrzeug bei max. Motordrehmoment übersteigt T_{E2} beim Anfahren nicht die 40% des max. Motordrehmomentes, weil das Abtriebsdrehmoment durch die Haftgrenze begrenzt wird.

Da jedoch beim leistungsverzweigten Beschleunigen aus dem Stillstand (geared-neutral) das Drehzahlverhältnis n_{E2}/n_{an} auf 3,5 steigt, erhöht sich das Drehmoment an der ersten E-Maschine auf betragsmäßig mehr als 40% des max. Antriebsdrehmomentes. Deshalb ist mit diesem Getriebe eine geared-neutral-Vollastbeschleunigung nicht möglich. In Fig. 5 ist zusätzlich die Linie des max. Abtriebsdrehmomentes für eine geared-neutral-Beschleunigung eingezeichnet. Im Stillstand beträgt dieses Drehmoment noch ca. 200 Nm und steigt progressiv mit der Abtriebsübersetzung. Bei einer Lastanforderung am Abtrieb von z. B. 300 Nm (500 Nm) fährt dieses Getriebe mit schlupfender Bremse 21 und einer Soll-Abtriebsübersetzung von ca. 0,15 (0,26) bei ca. $n_{E2}/n_{an} = 2,26$ (1,36), bis diese Abtriebsübersetzung erreicht ist. Danach wird im geared-neutral-Modus weiterbeschleunigt. Diese Kombination aus Anfahren mit einem schlupfenden Reibelement und Leistungsverzweigung bewirkt einen maximalen Anfahrwirkungsgrad ohne Überlastung des elektrischen Stellgetriebes.

Fig. 9 zeigt ein Konzept des stufenlosen Getriebes für ein Fahrzeug mit Motor vorne quer und Frontantrieb. Die Kuppelung zum Verbrennungsmotor bildet mit dem Stellgetriebe eine erste koaxiale Baueinheit. Das Überlagerungs- und das Schaltgetriebe bilden mit dem Ritzel des Endantriebes eine zweite koaxiale Baueinheit. Beide Baueinheiten sind über zwei Zahnradstufen miteinander verbunden. Eine Zahnradstufe verbindet die Antriebswelle mit dem Steg 13 und dem Hohlrad 10. Die andere Zahnradstufe verbindet die zweite E-Maschine mit den Sonnenrädern 9 und 12. Die Getriebe nach den Fig. 1 und 5 haben die gleichen Funktionen.

Fahr- bereich	Koppel- welle	Bremse 21	Kupp- lung 23	Kupp- lung 24
1	14	zu	auf	auf
2	10	auf	zu	auf
3	14	auf	auf	zu

Fig. 10 zeigt eine Erweiterung des Getriebes nach Fig. 1 auf 4 Fahrbereiche. Das Sonnenrad 15 ist hier nicht mehr direkt mit der schnellen Koppelwelle 14 verbunden, sondern mit einer Zwischenwelle 49. Diese Zwischenwelle ist entweder über Kupplung 50 mit der langsamen, oder über Kupplung 51 mit der schnellen Koppelwelle verbindbar. Somit weist dieses Getriebe folgende Schaltzustände für die 4 Fahrbereiche auf:

Fahr- bereich	Koppel- welle	Kupp- lung 50	Kupp- lung 51	Bremse 21	Kupp- lung 23	Kupp- lung 24
1	10	zu	auf	zu	auf	auf
2	14	auf	zu	zu	auf	auf
3	10	auf	auf	auf	zu	auf
4	14	auf	auf	auf	auf	zu

Bei gleichem Gesamtübersetzungsbereich wie beim Getriebe nach Fig. 1, kann durch diesen zusätzlichen mechanischen Aufwand das Stellgetriebe verkleinert werden, und zwar so weit, daß max. 30% der Motorleistung über das Stellgetriebe fließen. Dabei erhöht sich jedoch der Regelaufwand und die Dynamik an der zweiten E-Maschine. Da auch die konstruktive Umsetzung dieser Kupplungsanordnung nicht immer leicht ist, zeigt Fig. 11 ein anderes Konzept des stufenlosen Getriebes für 4 Fahrbereiche.

In dem Getriebe nach Fig. 11 weist das Schaltgetriebe 2 Planetenradstufen auf. Das Sonnenrad 15 ist fest mit der schnellen Koppelwelle 14 verbunden und das Sonnenrad 18 fest mit der langsamen Koppelwelle 10. Beide Hohlräder 17, 20 sind über Bremsen 21, 22 mit dem Außengehäuse 38 verbindbar. Beide Stege 16, 19 sitzen fest auf der Abtriebswelle 3 und sind über die Kupplungen 23, 24 mit den Koppelwellen 10, 14 verbindbar. Somit weist dieses Getriebe folgende

Schaltzustände für die 4 Fahrbereiche auf:

5	Fahr- bereich	Koppel- welle	Bremse	Bremse	Kupp- lung	Kupp- lung
			21	22	23	24
	1	10	zu	auf	auf	auf
10	2	14	auf	zu	auf	auf
	3	10	auf	auf	zu	auf
15	4	14	auf	auf	auf	zu

Bezugszeichenliste

- 20 1 stufenloses Getriebe
- 2 Antriebswelle
- 3 Abtriebswelle
- 4 Stellgetriebe
- 5 Überlagerungsgetriebe
- 25 6 Schaltgetriebe
- 7 erste E-Maschine
- 8 zweite E-Maschine
- 9 Sonnenrad I
- 10 Steg I = langsame Koppelwelle
- 30 11 Hohlrad I
- 12 Sonnenrad II
- 13 Steg II
- 14 Hohlrad II = schnelle Koppelwelle
- 15 Sonnenrad III
- 35 16 Steg III
- 17 Hohlrad III
- 18 Sonnenrad IV
- 19 Steg IV
- 20 Hohlrad IV
- 40 21 Bremse III
- 22 Bremse IV
- 23 Kupplung L
- 24 Kupplung S
- 25 Kupplung zum Verbrennungsmotor
- 45 26 Antriebsbremse
- 27 Rotor erste E-Maschine
- 28 Rotor zweite E-Maschine
- 29 Permanentmagnete
- 30 Drehzahl-/Drehwinkelsensoren
- 50 31 Stator erste E-Maschine
- 32 Stator zweite E-Maschine
- 33 Statorbleche
- 34 Drehstromwicklung
- 35 Flüssigkeitskühlung
- 55 36 Leistungssteuerung/Batterieladegerät/Batteriecontroller
- 37 Batterie
- 38 Außengehäuse = Getriebegehäuse
- 39 Trennwand = Abschlußstück hinten
- 40 Frontwand = Abschlußstück vorne
- 60 41 Kupplungsbetätigung
- 42 Ölpumpe mit Sauganschluß
- 43 Antriebsmotor für Ölpumpe
- 44 Magnetventil
- 45 Druckbegrenzungsventil
- 65 46 Ölübertragung
- 47 Parksperre
- 48 Endantrieb
- 49 Zwischenwelle

50 Kupplung L1
 51 Kupplung S1
 52 Kurbelwelle
 53 Innenstecker
 54 Außenstecker
 55 Hülse
 56 Positionierhülsen
 57 Drehzahl-/Drehwinkelsensor
 58 Geschwindigkeitssensor

5

Patentansprüche

10

1. Stufenloses Fahrzeuggetriebe (1), bestehend aus einer Antriebswelle (2), einer Abtriebswelle (3), einem stufenlosen Stellgetriebe (4) und einem mechanischen Überlagerungsgetriebe (5) und Schaltgetriebe (6), **dadurch gekennzeichnet**, daß das stufenlose Stellgetriebe ein elektrisches Getriebe mit zwei E-Maschinen (7, 8) ist. 15
2. Stufenloses Fahrzeuggetriebe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß eine erste E-Maschine (7) mit der Antriebswelle (2) und daß eine zweite Maschine mit einer anderen Welle des Überlagerungsgetriebes (5) und/oder des Schaltgetriebes (6) verbindbar ist.
3. Stufenloses Fahrzeuggetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 2, dadurch gekennzeichnet, daß das Überlagerungsgetriebe (5) ein vierwelliges Umlaufgetriebe ist, von dem eine Welle mit der Antriebswelle (2) und der ersten E-Maschine (7) des Stellgetriebes verbindbar ist, von dem eine zweite Welle mit der zweiten E-Maschine (8) des Stellgetriebes verbindbar ist, und von dem die beiden übrigen Wellen als Koppelwellen (10, 14) direkt oder über das Schaltgetriebe (6) mit der Abtriebswelle (3) verbindbar sind. 20
4. Stufenloses Fahrzeuggetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß das Überlagerungsgetriebe (5) zwei Umlaufgetriebestufen mit je einem Sonnenrad (9, 12), einem Steg (10, 13) und einem Hohlrad (11, 14) beinhaltet, wobei die beiden Sonnenräder (9, 12) miteinander und mit der zweiten E-Maschine (8) verbunden sind, wobei die Antriebswelle (2) mit dem Steg (13) der einen Stufe und gleichzeitig mit dem Hohlrad (11) der anderen Stufe verbindbar ist und wobei die beiden übrigen Wellen die Koppelwellen (10, 14) bilden. 25
5. Stufenloses Fahrzeuggetriebe nach mindestens einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß die beiden Sonnenräder (9, 12) identische Verzahnungsgeometrie haben. 30
6. Stufenloses Fahrzeuggetriebe nach mindestens einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß die beiden Koppelwellen (10, 14) alternativ oder gemeinsam über das Schaltgetriebe (6) oder direkt mit der Abtriebswelle (3) verbindbar sind.
7. Stufenloses Fahrzeuggetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 3 und 6, dadurch gekennzeichnet, daß das Schaltgetriebe (6) zwei Umlaufgetriebestufen mit je einem Sonnenrad (15, 18), einem Steg (16, 19) und einem Hohlrad (17, 20) aufweist, wobei die beiden Stegwellen (16, 19) untereinander verbunden und mit der Abtriebswelle (3) und mit beiden Koppelwellen (10, 14) verbindbar sind, wobei die beiden Sonnenräder (15, 18) je mit einer der beiden Koppelwellen (10, 14) verbindbar sind und wobei die beiden Hohlräder (17, 20) jeweils mit dem Getriebegehäuse (38) verbindbar sind. 35
8. Stufenloses Fahrzeuggetriebe nach einem der Ansprüche 1, 2, 3, 6 und 7, dadurch gekennzeichnet, daß jeweils die beiden Sonnenräder (15, 18), die Planetenräder beider Stegwellen (16, 19) und die beiden Hohlräder (17, 20) beider Schaltgetriebestufen identische Verzahnungsgeometrie aufweisen. 40
9. Stufenloses Fahrzeuggetriebe nach mindestens einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß das Schaltgetriebe (6) nur eine Umlaufgetriebestufe mit Sonnenrad (15), Steg (16) und Hohlrad (17) aufweist, wobei die beiden Koppelwellen (10, 14) mit der Sonnenradwelle (15) und/oder der Stegwelle 16 verbindbar sind, und von dem das Hohlrad (17) mit dem Getriebegehäuse (38) verbindbar ist. 45
10. Stufenloses Fahrzeuggetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 9, dadurch gekennzeichnet, daß das Schaltgetriebe (6) nur reibschlüssige Schaltelemente aufweist.
11. Stufenloses Fahrzeuggetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 9, dadurch gekennzeichnet, daß das Schaltgetriebe (6) formschlüssige oder reibschlüssige Schaltelemente aufweist. 50
12. Stufenloses Fahrzeuggetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 11, dadurch gekennzeichnet, daß jedes Schaltelement im Getriebe durch ein regelbares Magnetventil (44) angesteuert wird.
13. Stufenloses Fahrzeuggetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 11, dadurch gekennzeichnet, daß wenigstens eines der Schaltelemente ein rein elektromechanisches oder elektromagnetisches Stellelement aufweist.
14. Stufenloses Fahrzeuggetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 11, dadurch gekennzeichnet, daß die Schaltelemente für den ersten Fahrbereich und zweiten Fahrbereich druck- und/oder stromlos geschlossen sind. 55
15. Stufenloses Fahrzeuggetriebe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Antriebswelle (2) über eine schaltbare Kupplung (25) mit einem Verbrennungsmotor verbindbar ist.
16. Stufenloses Fahrzeuggetriebe nach einem der Ansprüche 1 und 15, dadurch gekennzeichnet, daß die Antriebswelle (2) mit dem Getriebegehäuse verbindbar ist. 60
17. Stufenloses Fahrzeuggetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß mindestens eine der beiden Koppelwellen (10, 14) mit dem Getriebegehäuse verbindbar ist.
18. Stufenloses Fahrzeuggetriebe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die E-Maschinen (7, 8) des elektrischen Stellgetriebes (4) permanenterrechte Synchronmaschinen sind.
19. Stufenloses Fahrzeuggetriebe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die E-Maschinen (7, 8) des elektrischen Stellgetriebes (4) Asynchronmaschinen oder Reluktanzmaschinen sind. 65
20. Stufenloses Fahrzeuggetriebe nach einem der Ansprüche 1 und 18 bis 19, dadurch gekennzeichnet, daß die E-Maschinen (7, 8) des elektrischen Stellgetriebes außen liegende Statoren (31, 32) und innen liegende Rotoren (27,

28) aufweisen.

21. Stufenloses Fahrzeuggetriebe nach einem der Ansprüche 1 und 18 bis 20, dadurch gekennzeichnet, daß die Statoren (31, 32) der E-Maschinen (7, 8) innerhalb einer Flüssigkeitskühlung (35) sitzen.

22. Stufenloses Fahrzeuggetriebe nach einem der Ansprüche 1 und 18 bis 21, dadurch gekennzeichnet, daß der Kühler durch eine die Statoren (31, 32) der beiden E-Maschinen umfassende, außen mit einem Gewindegang versehene Hülse (55) und das diese umgebende Außengehäuse (38) sowie zwei axiale Abschlußstücke (39, 40) gebildet wird.

23. Stufenloses Fahrzeuggetriebe nach einem der Ansprüche 1 und 18 bis 21, dadurch gekennzeichnet, daß die Statoren (31, 32) der beiden E-Maschinen (7, 8) über mehrere Positionierhülsen (56) zwischen den beiden Abschlußstücken (39, 40) eingespannt sind.

24. Stufenloses Fahrzeuggetriebe nach einem der Ansprüche 1 und 18 bis 23, dadurch gekennzeichnet, daß radiale Verlängerungen an den Abschlußstücken (39, 40) eine Trennwand und eine Frontwand bilden, in denen Dichtringe sitzen, die das elektrische Stellgetriebe (4) vom mechanischen Getriebeteil öldicht trennen.

25. Stufenloses Fahrzeuggetriebe nach einem der Ansprüche 1 und 18 bis 24, dadurch gekennzeichnet, daß an den radialen Verlängerungen der Abschlußstücke (39, 40) die gehäusefesten Teile von Drehzahl- und Drehwinkelsensoren (57) sitzen, deren Gegenteile mit den Rotoren (27, 28) verbunden sind.

26. Stufenloses Fahrzeuggetriebe nach einem der Ansprüche 1 und 18 bis 25, dadurch gekennzeichnet, daß die beiden Abschlußstücke (39, 40) örtlich radiale Aussparungen aufweisen, in denen Innenstecker (53) zur elektrischen Verbindung der E-Maschinen mit der Leistungssteuerung sitzen.

27. Stufenloses Fahrzeuggetriebe nach einem der Ansprüche 1 und 18 bis 26, dadurch gekennzeichnet, daß die Außenstecker (54) als Gegenstücke zu den Innensteckern (53) radial außen auf dem Außengehäuse (38) sitzen und durch das Außengehäuse hindurch mit den Innensteckern verbindbar sind.

28. Stufenloses Fahrzeuggetriebe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das elektrische Stellgetriebe (4) über seine Leistungssteuerung (36) mit einem elektrischen Energiespeicher (37) in Verbindung steht.

29. Stufenloses Fahrzeuggetriebe nach einem der Ansprüche 1 und 28, dadurch gekennzeichnet, daß die Leistungssteuerung (36) des elektrischen Stellgetriebes (4) einen regelbaren elektrischen Zwischenkreis, je einen Regler für die beiden E-Maschinen (7, 8) und eventuell einen Regler für den elektrischen Energiespeicher aufweist.

30. Stufenloses Fahrzeuggetriebe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die E-Maschinen (7, 8) des Stellgetriebes (4) koaxial zueinander angeordnet sind.

31. Stufenloses Fahrzeuggetriebe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß mindestens eine der E-Maschinen (7, 8) des Stellgetriebes (4) koaxial zur Antriebswelle (2) angeordnet ist.

32. Stufenloses Fahrzeuggetriebe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß mindestens eine der E-Maschinen (7, 8) des Stellgetriebes (4) koaxial zum Überlagerungsgetriebe (5) angeordnet ist.

33. Stufenloses Fahrzeuggetriebe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das Getriebe eine elektrisch angetriebene Ölpumpe (42) aufweist.

34. Stufenloses Fahrzeuggetriebe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das Getriebe ein einteiliges Außengehäuse (38) aufweist.

35. Stufenloses Fahrzeuggetriebe nach einem der Ansprüche 1 und 18 bis 26, dadurch gekennzeichnet, daß die radiale Verlängerung eines Abschlußstückes eine Frontwand (40) bildet, in der eine Stelleinheit (41) für das Schaltelement (25) zwischen Antriebswelle und Verbrennungsmotor sitzt.

36. Stufenloses Fahrzeuggetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 9 und 34, dadurch gekennzeichnet, daß das Getriebe eine Parksperr (47) zwischen dem mit der Abtriebswelle (3) verbundenen Steg (16) und dem Außengehäuse (38) aufweist.

37. Stufenloses Fahrzeuggetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 27, dadurch gekennzeichnet, daß auf dem mit der Abtriebswelle (3) verbundenen Steg (16) ein Geberrad eines Geschwindigkeitssensors (58) sitzt, dessen Gegenstück mit dem Außengehäuse (38) verbunden ist.

Hierzu 9 Seite(n) Zeichnungen

- Leerseite -

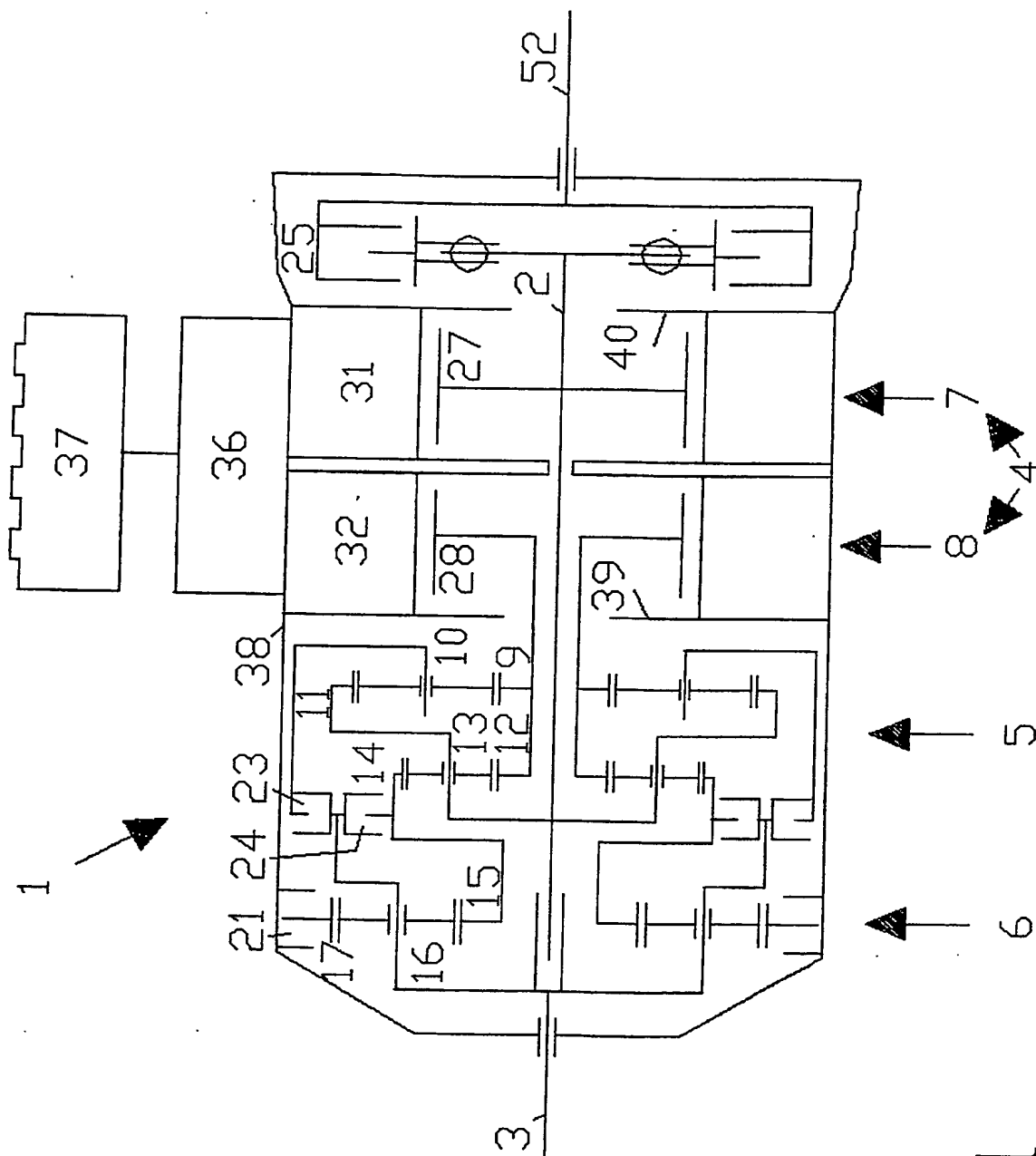


Fig. 1

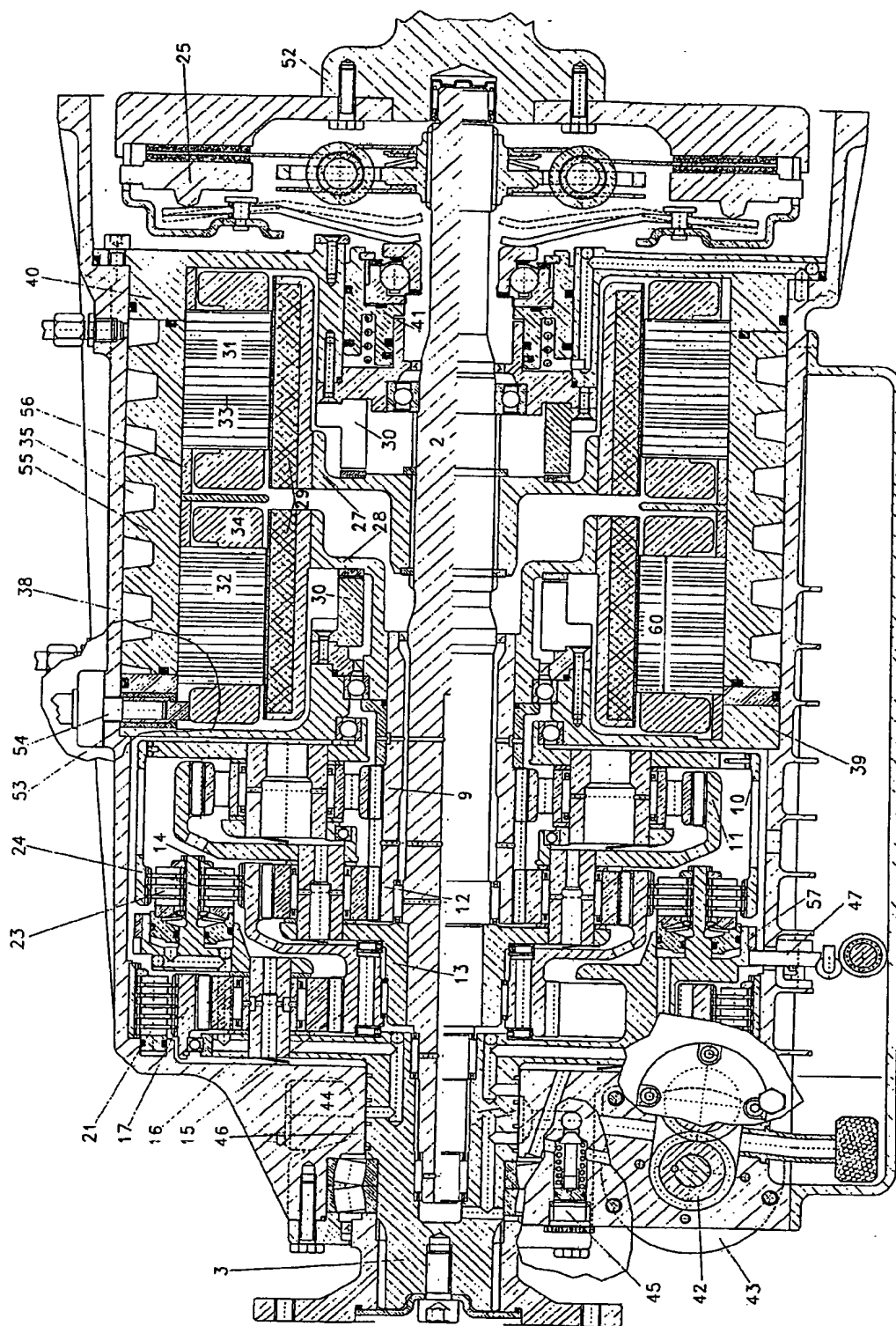


Fig. 2

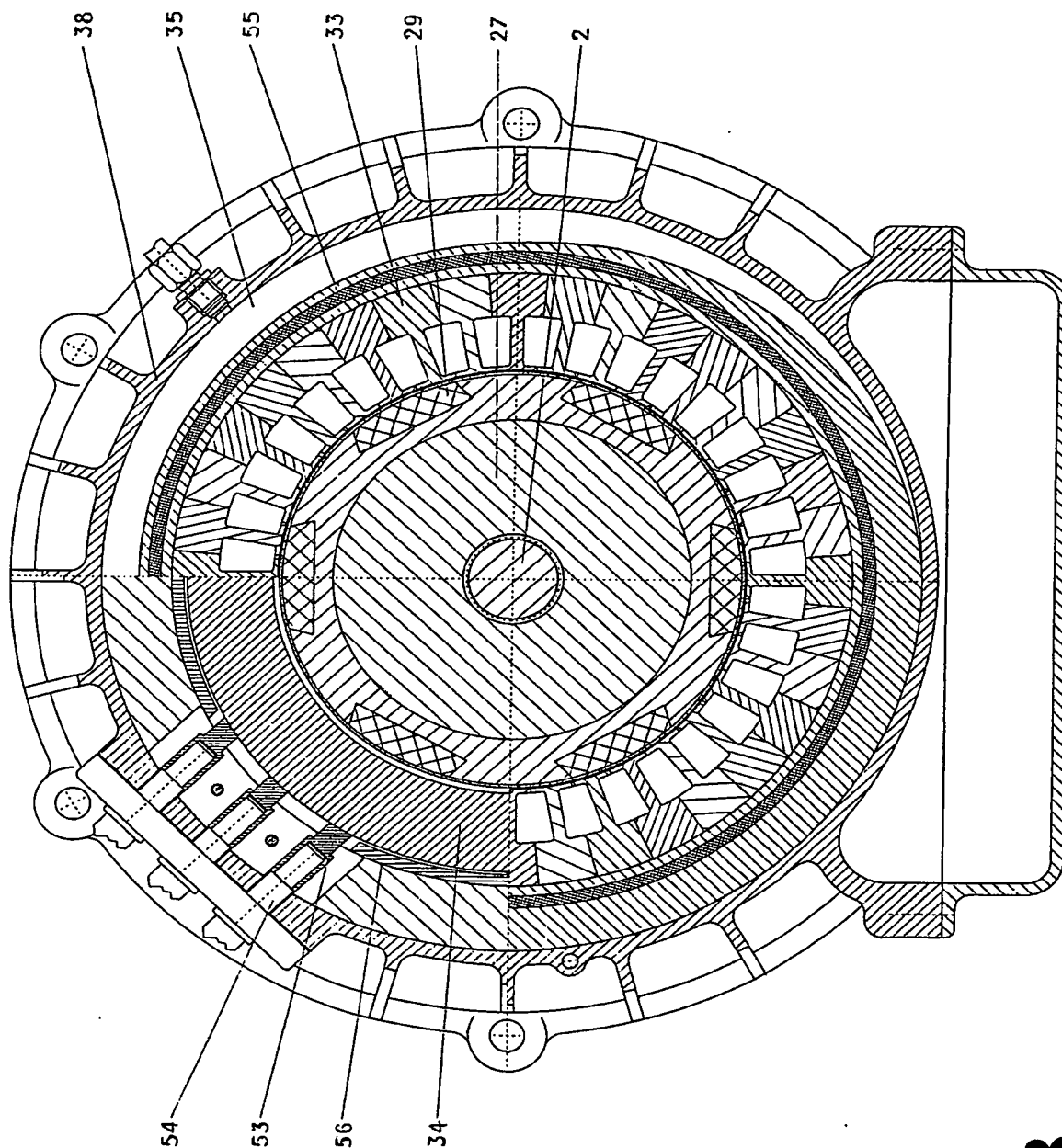


Fig. 3

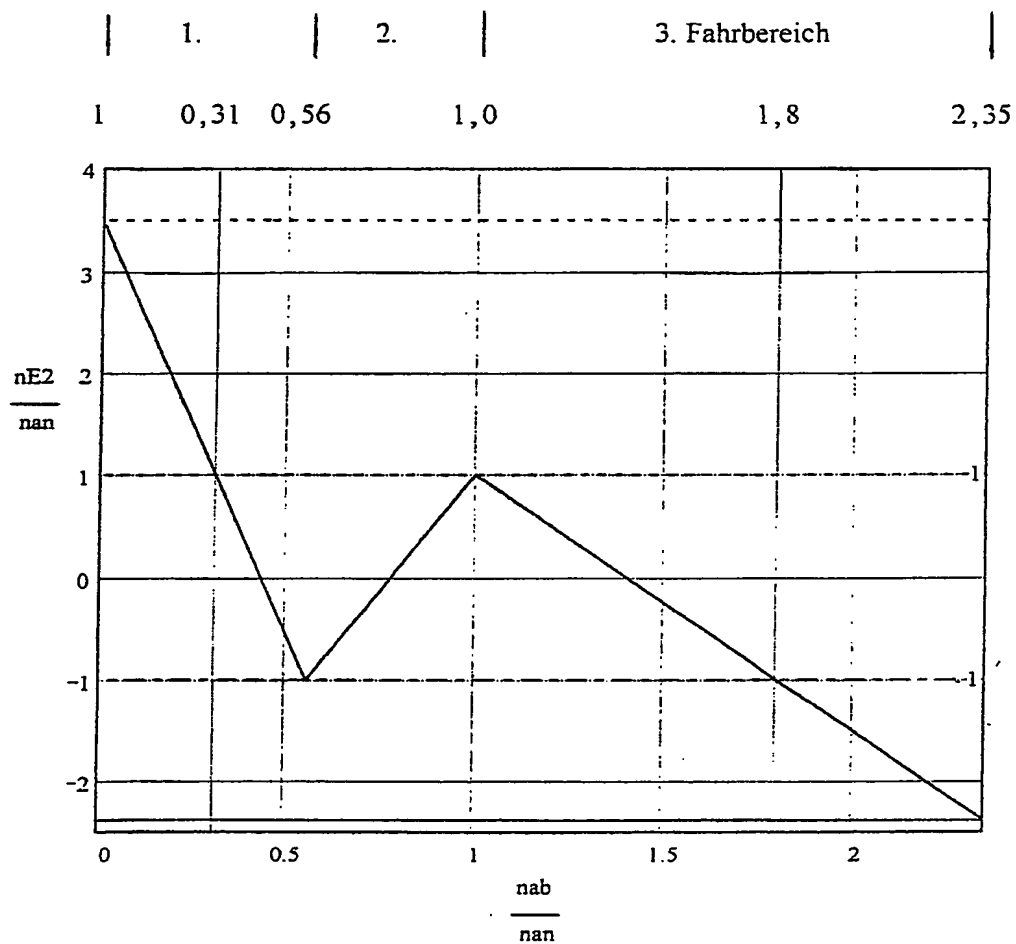


Fig. 4

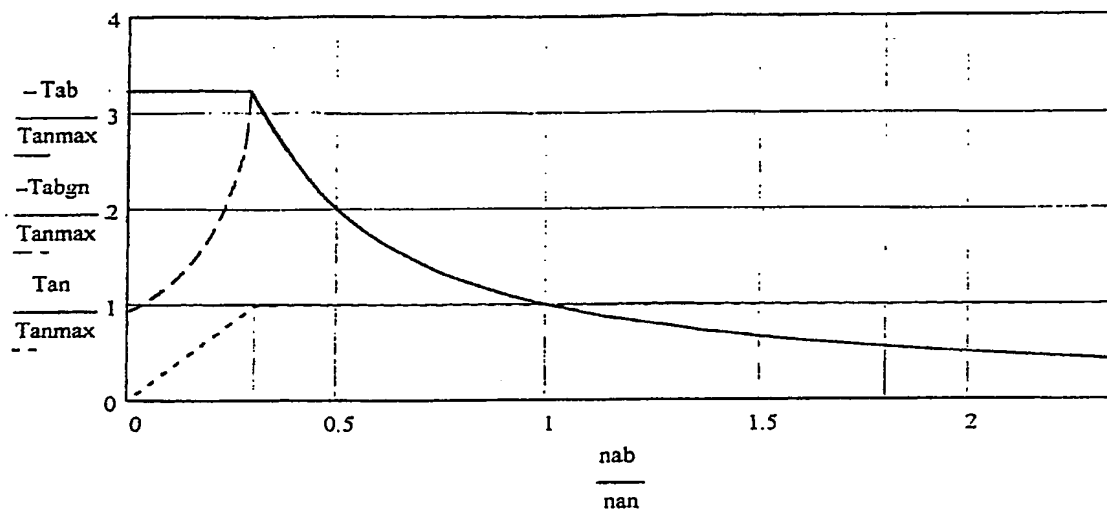


Fig. 5

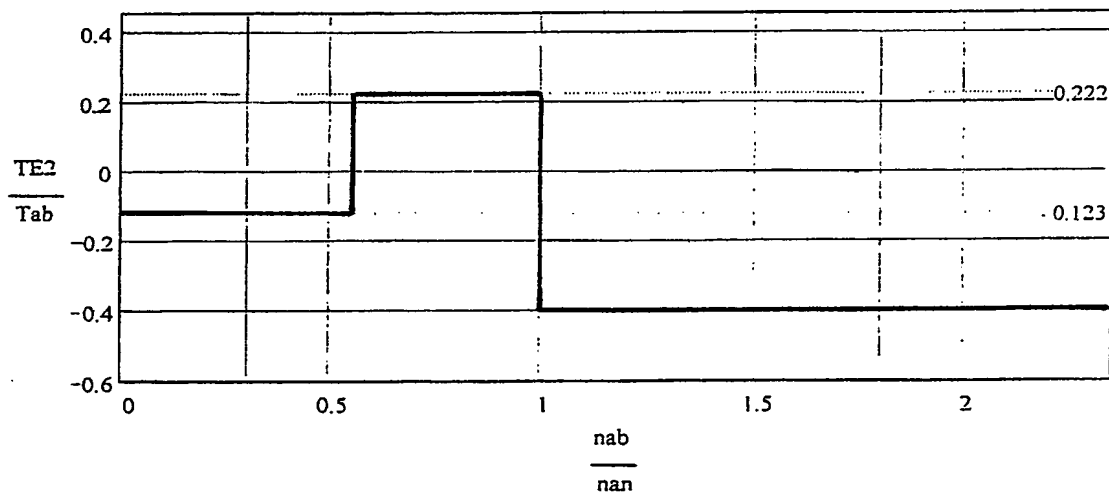


Fig. 6

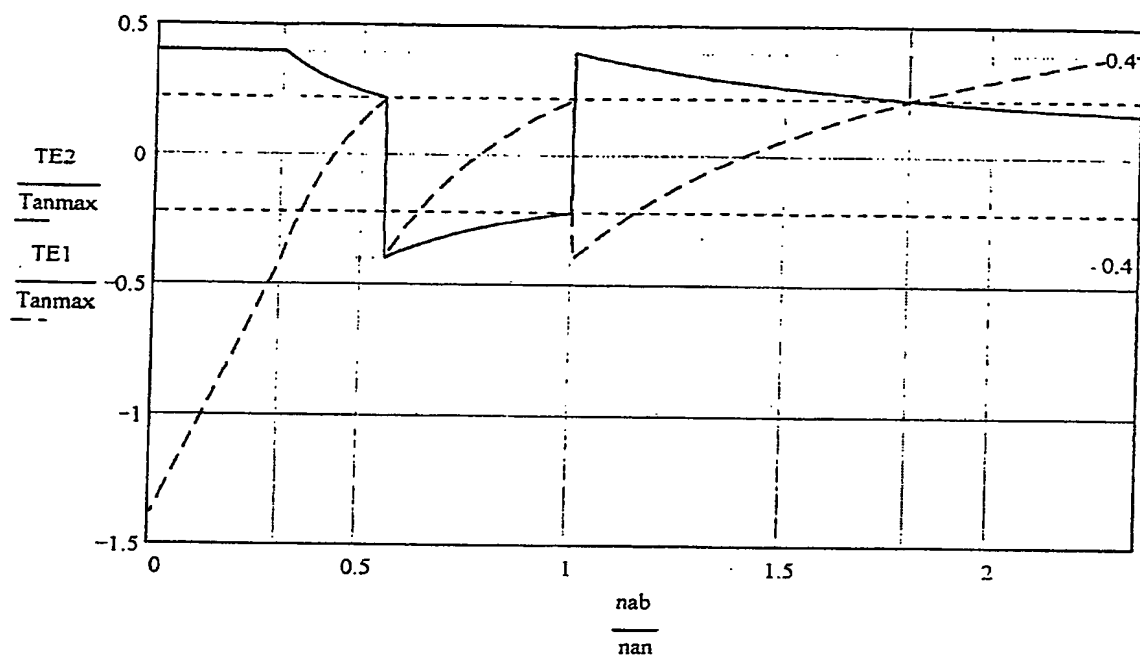


Fig. 7

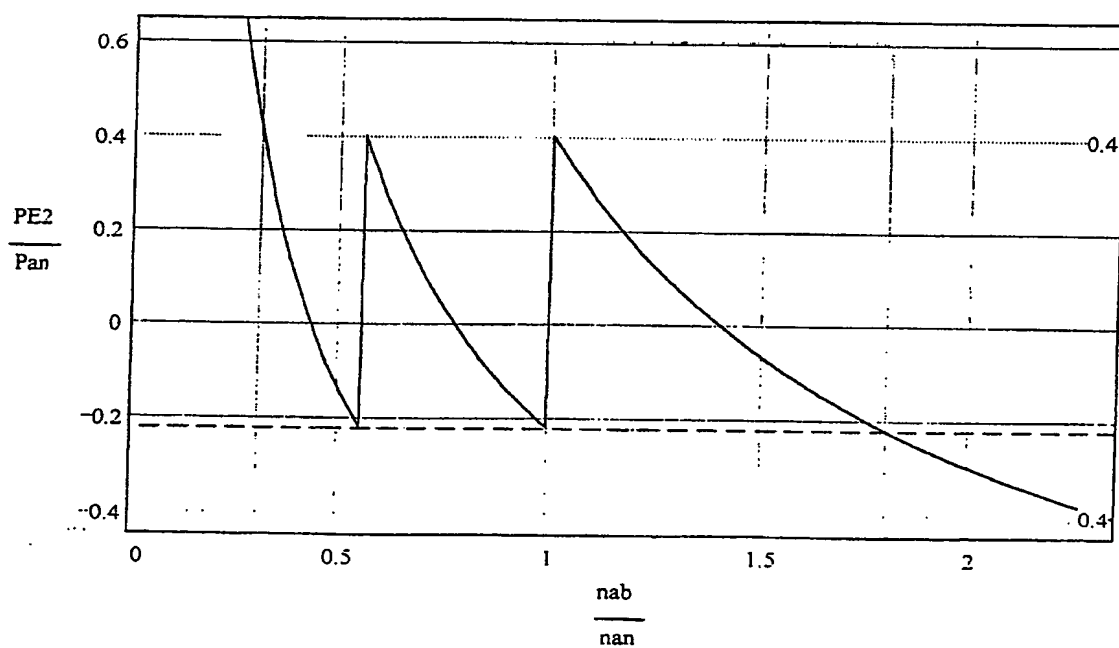


Fig. 8

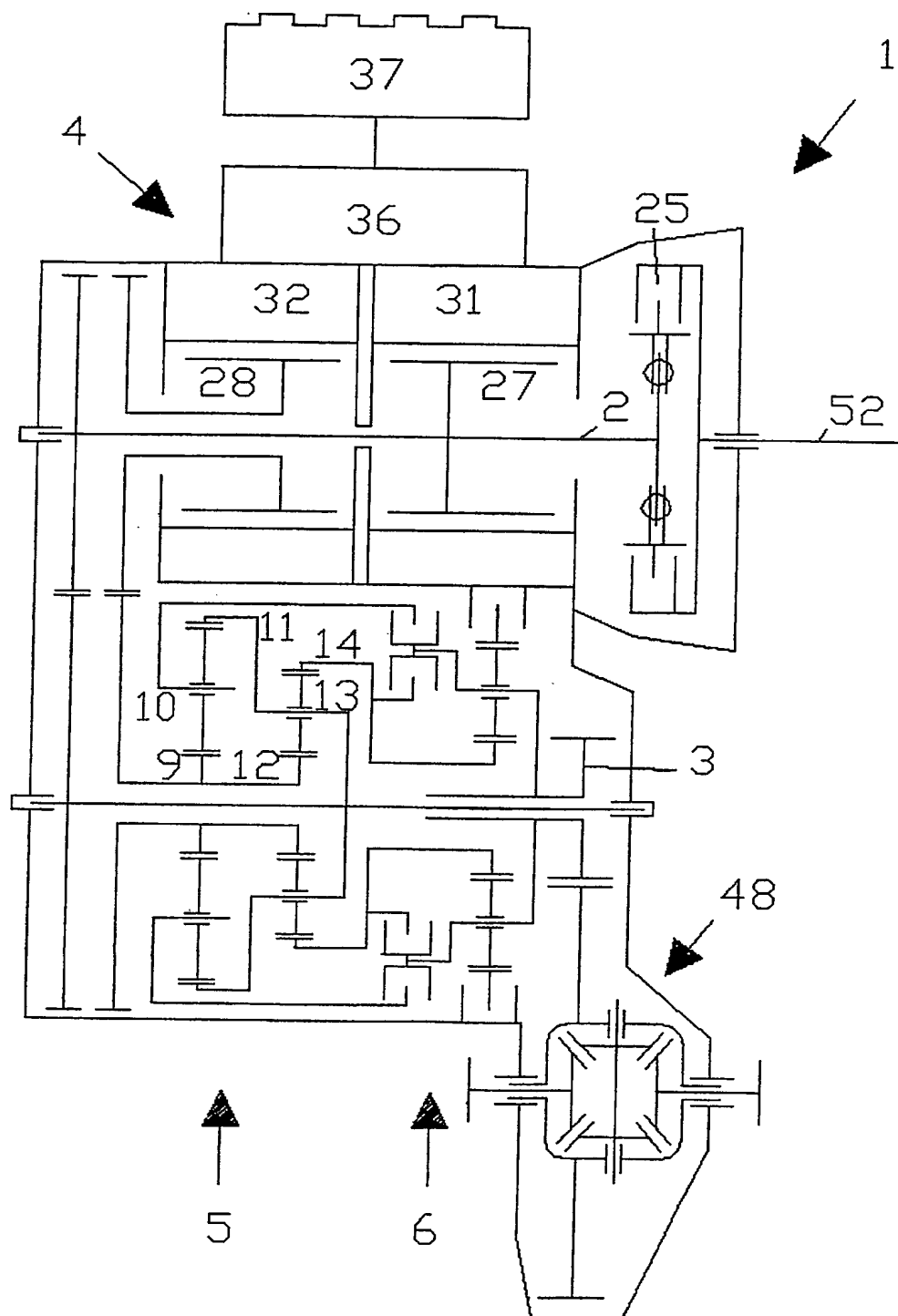


Fig. 9

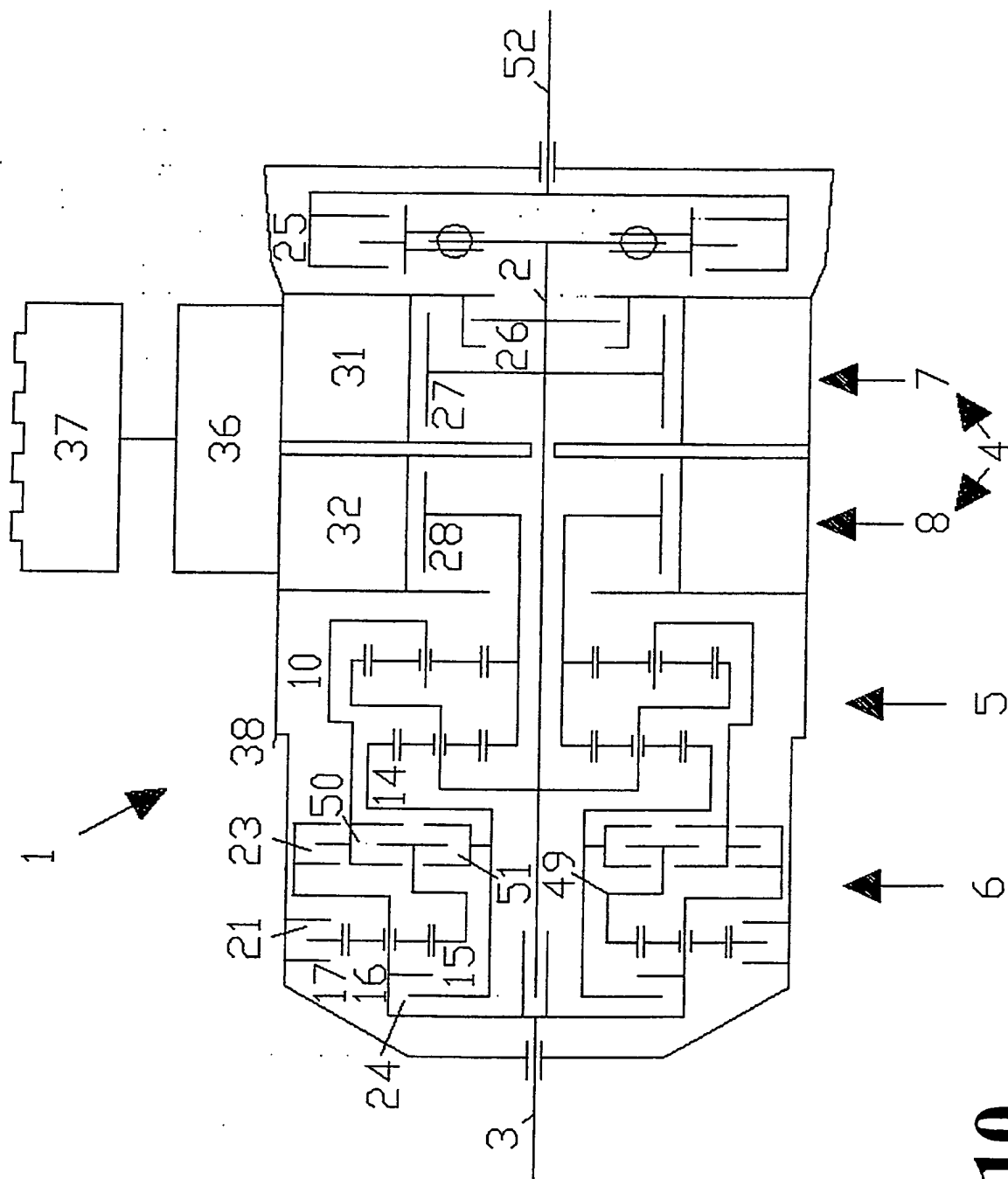


Fig. 10

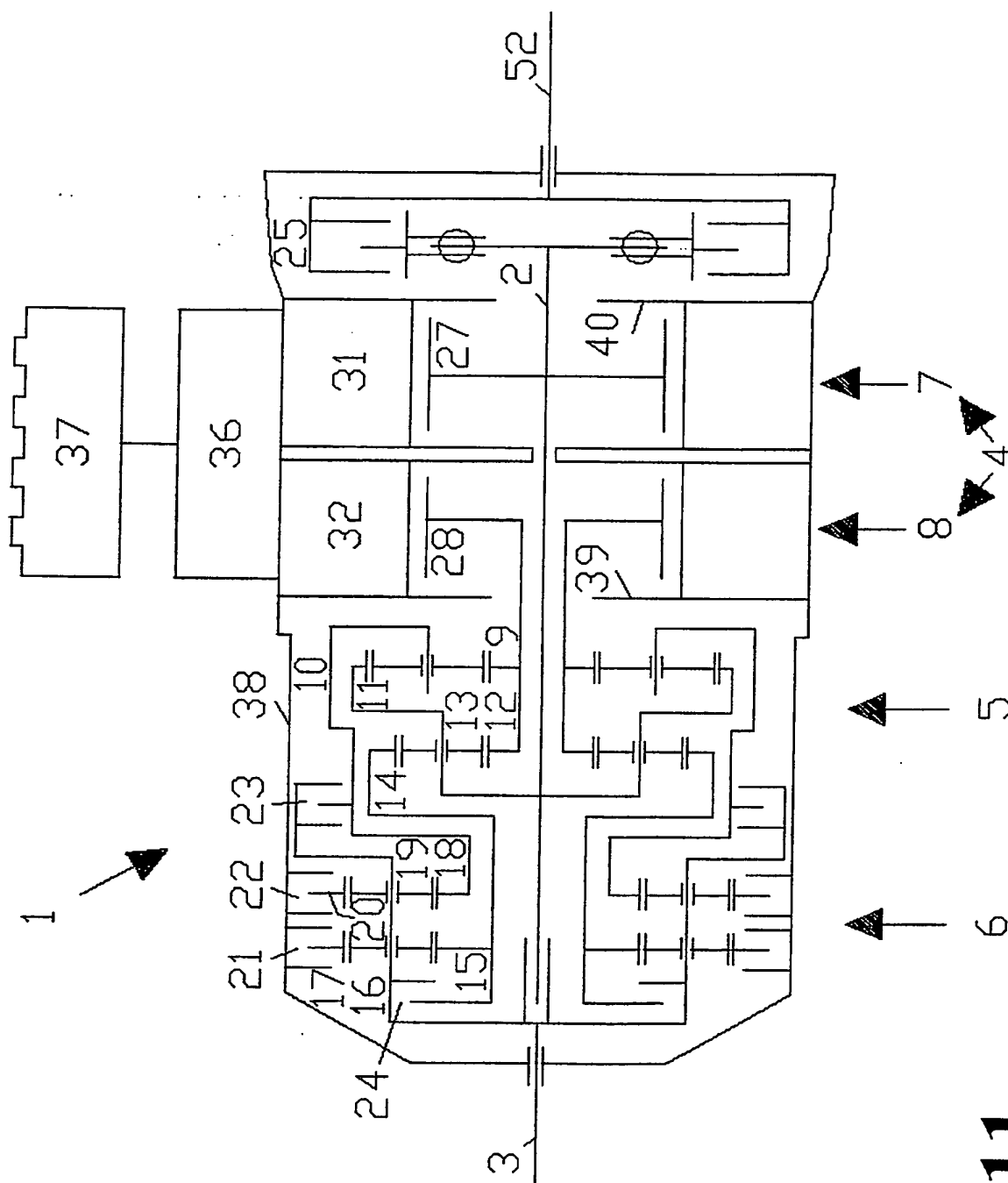


Fig. 11